

IMPROVEMENT OF VACUUM PUMP

Publication number: JP2000073976

Publication date: 2000-03-07

Inventor: SCHOFIELD NIGEL PAUL; NORTH MICHAEL HENRY

Applicant: BOC GROUP PLC

Classification:

- international: F01C21/02; F04C18/08; F04C18/16; F04C23/00; F04C25/02;
F04C29/00; F01C21/00; F04C18/08; F04C18/16; F04C23/00;
F04C25/00; F04C29/00; (IPC1-7): F04C25/02; F04C18/16

- european: F01C21/02; F04C18/08B2; F04C18/16; F04C29/00D4

Application number: JP19990206610 19990616

Priority number(s): GB19980013048 19980617; GB19980014659 19980707

Also published as:

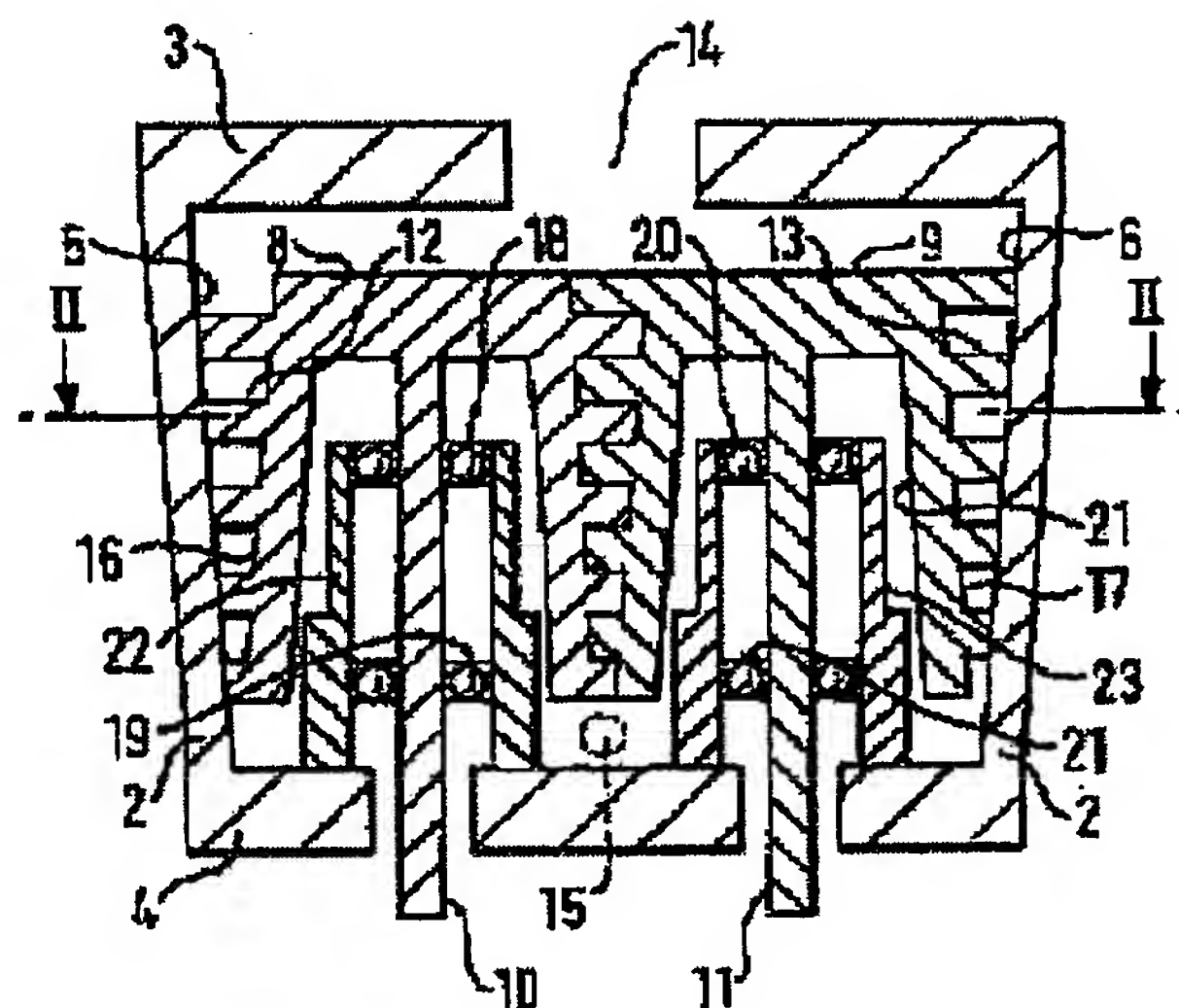
EP0965758 (A2)
EP0965757 (A2)
EP0965756 (A2)
US6217305 (B1)
US6200116 (B1)

more >>

Report a data error here

Abstract of JP2000073976

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve the power consumption and pollution due to the lubricating oil by increasing valley diameter of each rotor from inlet to an outlet of a pump, and reducing the screw thread diameter in a direction opposite to the increase of the valley diameter, and positioning a rotor in a pump main body with a shaft bearing, and sealing the pump inlet end. **SOLUTION:** Bearing supports 22, 23 are provided in a bore by using a tapered rotor in a pump and providing a tapered bore of rotors 8, 9 so as to have a diameter and a thickness larger than that of the end of shafts 10, 11. With this structure, in consideration of rigidifying the shaft of the nearest area of a motor/gear, a bearing support having a larger diameter and a larger thickness is provided at the end. In order to prevent the leakage of the oil or the lubricant related with the bearing from an inlet area closest to the semiconductor working unit during the use of the pump and in order to prevent the pollution due to the leakage, all the bearings are housed in a sealed cavity of the rotor.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

Best Available Copy

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-73976

(P2000-73976A)

(43) 公開日 平成12年3月7日 (2000.3.7)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

テーマコード (参考)

F 0 4 C 25/02
18/16

F 0 4 C 25/02
18/16

M
B
J

審査請求 未請求 請求項の数3 O L 外国語出願 (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願平11-206610

(22) 出願日 平成11年6月16日 (1999.6.16)

(31) 優先権主張番号 9813048:7

(32) 優先日 平成10年6月17日 (1998.6.17)

(33) 優先権主張国 イギリス (GB)

(31) 優先権主張番号 9814659:0

(32) 優先日 平成10年7月7日 (1998.7.7)

(33) 優先権主張国 イギリス (GB)

(71) 出願人 591004445

ザ ビーオーシー グループ ビーエルシ
ー

イギリス サリー ジーユー20 6エイチ
ジェイウィンドルシャム チャートシイ
ロード (番地なし)

(72) 発明者 ナイジェル ポール ショーフィールド

イギリス ウェスト サセックス アール
エイチ12 2エヌティー ホーシャム ラ
ッシャムズ ロード 14 ミルトン ハウ
ス

(74) 代理人 100059959

弁理士 中村 稔 (外6名)

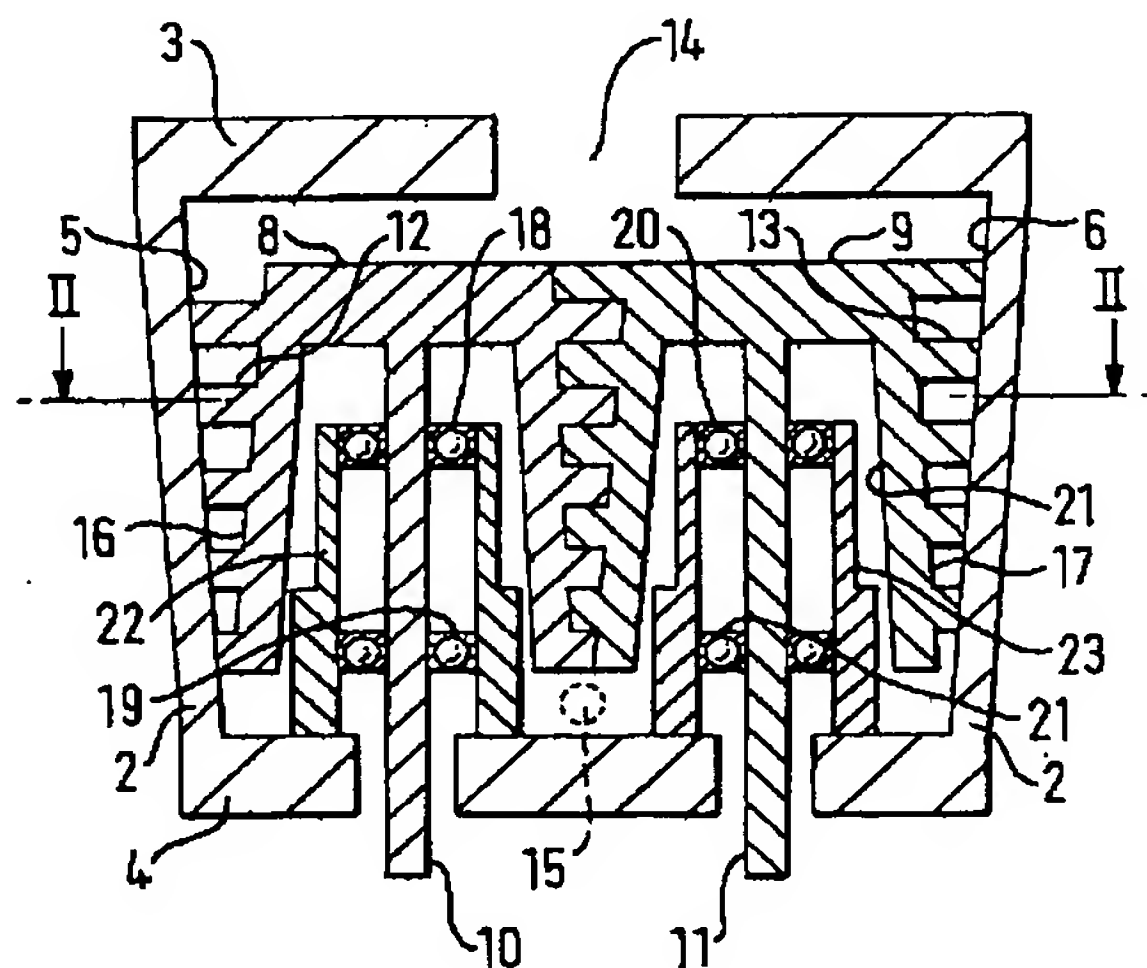
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 真空ポンプの改良

(57) 【要約】

【課題】 改善された動力消費量と改善された潤滑
剤汚染とを結合させたスクリーumpを提供する。

【解決手段】 スクリュー機構部分を有し、ポンプ本体
内のシャフトに取付けられた2つの雄ねじ付きロータを
有し、ガスをロータの作用によってポンプ入口からポン
プ出口にポンピングするために、ロータは、ロータのね
じ山の噛み合いで且つねじ山と室の内面との間の厳密な
公差でポンプ本体の第1室で反対に回転するようになって
いる真空ポンプにおいて、各ロータの谷径がポンプ入
口からポンプ出口の方向に増大し且つ各ロータのねじ山
径が前記方向に減少し、ロータが、そのキャビティの内
側のシャフトベアリングによってポンプ本体内に位置決
めされ且つポンプ入口に最も近い端でシールされる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 スクリュー機構部分を有し、ポンプ本体内のシャフトに取付けられた2つの雄ねじ付きロータを有し、ガスをロータの作用によってポンプ入口からポンプ出口にポンピングするために、ロータは、そのねじ山の噛み合いで且つねじ山と室の内面との間の厳密な公差でポンプ本体の第1室内で反対に回転するようになっている、真空ポンプにおいて、各ロータの谷径がポンプ入口からポンプ出口の方向に増大し且つ各ロータのねじ山径が前記方向に減少し、ロータが、そのキャビティの内側のシャフトベアリングによってポンプ本体内に位置決めされ且つポンプ入口に最も近い端でシールされる、前記真空ポンプ。

【請求項2】 前記シャフトベアリングはポンプのヘッドプレートに固定される、請求項1に記載の真空ポンプ。

【請求項3】 前記シャフトベアリングはポンプ本体に、互いに独立に固定される、請求項1に記載の真空ポンプ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は無潤滑(乾式)真空ポンプに関し、更に詳細には、スクリーローター機構を有するそのようなポンプに関する。

【0002】

【従来の技術及び発明が解決しようとする課題】ポンプ本体に取付けられた2つの雄ねじ付き又は羽根付きロータを有し、そのねじ山の噛み合いで、ロータが本体内で反対に回転するようになっているスクリーポンプが周知である。噛み合い箇所でのロータのねじ山間の及びポンプ本体の内面との厳密な公差により、ロータが回転するとき、入口と出口との間でポンピングされるガスの容積をロータのねじ山とポンプ本体の内面との間に閉じ込め、それにより、ポンプの中を推し進める。

【0003】そのようなスクリーポンプは、潜在的には、魅力的である、というのは、スクリーポンプをほんの少数の作動部品で製作することができ、且つスクリーポンプはポンプ入口の高真空環境からポンプ出口の大気圧までポンピングする能力を有するからである。

【0004】スクリーポンプは、一般的には、各スクリーロータが全体的に円筒形態のものであり、スクリーのねじ山先端の横断面がロータの長さに沿って実質的に一定であるように設計される。これは、特に真空ポンプにおいて、ポンプの使用、容積圧縮をロータの長さに沿って発生させず、それにより、ポンプの動力消費量に不利な影響を及ぼす欠点を有する。

【0005】スクリー真空ポンプは、普通、半導体工業において使用され、そのようなとき、特にポンプ入口-ポンプを取付けた半導体加工室に最も近くの領域で、半導体素子加工と関連した清浄な環境を維持す

ることができる必要がある。

【0006】一般のスクリーポンプと関連した欠点は、真空ポンプの比較的長いスクリーロータの長さにより、ロータは、各端、即ちポンプ入口と関連した端を含む各端をベアリングで保持したロータシャフトを有する必要があることである。そのようなとき、これらのベアリングと必要不可欠に関連した潤滑剤が、ポンプの中を通るガス流の上流で漏れる傾向があり、それにより、ポンプを取付けた半導体室を汚染することがある。

10 【0007】本発明はそのような欠点を解消することに関し、改善された動力消費量と改善された潤滑剤汚染とを結合させたスクリーポンプを提供する。

【0008】

【課題を解決するための手段】本発明によれば、スクリー機構部分を有し、ポンプ本体内のシャフトに取付けられた2つの雄ねじ付きロータを有し、ガスをロータの作用によってポンプ入口からポンプ出口にポンピングするために、ロータは、ロータのねじ山の噛み合いで且つねじ山と室の内面との間の厳密な公差でポンプ本体の第1室内で反対に回転するようになっている真空ポンプにおいて、各ロータの谷径がポンプ入口からポンプ出口の方向に増大し且つ各ロータのねじ山径が前記方向に減少し、ロータが、そのキャビティの内側のシャフトベアリングによってポンプ本体内に位置決めされ且つポンプ入口に最も近い端でシールされる、真空ポンプを提供す

20 30 【0009】本発明のポンプは、普通エアコンプレッサーに使用されるエンドポートを使用する必要なしに、容積圧縮をスクリー機構の長さ(入口室から出口室まで)に沿って発生させる利点を与える。そのような容積圧縮の目的は、スクリー部分の排気ステージの大きさを最小にすることにあり、それにより、ポンピングすべき室のより早い排気及びポンピングされるガスのより速い入口速度を許すように、良好な入口サイズを維持しながら動力消費量を最小に保つ。それはまた、粉末及びその他のくずを、スクリー機構を詰まらせないでポンピングすることを容易にする。

40 【0010】加えて、ロータの内側のベアリング-典型的にはロータの半分の長さであるボアの存在により、テーバロータの入口端を、通常のベアリングが許すよりも深い深さ(小さい直径)まで機械加工させる。

【0011】従って、そのようなとき、反対側のロータの対をなすねじ山は、対応するより大きな直径を有し、その全てがポンプの入口容積を最大にさせる。

【0012】ポンプがスクリー部分の増大する谷径及び減少するねじ山径をもつために、表面がポンプのステータを形成し且つ横断面が(後で参照するような)8の数字形態で表されるポンプ本体のキャビティ即ちボアは、入口から出口までテーバする。

50 【0013】しかしながら、減少するねじ山径及び増大

する谷径により、ポンプの動作中、ポンピングされるガスが通る、各ロータの連続スクリー間に構成された名目状管状の空間をポンプ入口からポンプ出口に減少させることは明瞭である。そのようなとき、ポンプを通過するガスはますます圧縮される。

【0014】加えて、ロータの(ポンプ入口からポンプ出口まで)増大する谷径によって生じた外側テーバにより、ロータの内側のキャビティを外側テーバに対応するように全体的にテーバさせる。好ましい実施形態では、本発明は、内側テーバによって、十分に剛性のベア

リング支持構造体を内キャビティに存在させる。そのようなベアリング支持体を、ロータ/シャフト装置のポンプ入口端で曲げ応力に耐えるに十分剛性にする事ができる。

【0015】加えて、テーバ付きロータにより、ベアリング支持構造体はその駆動端(ポンプ出口端)でより大きな直径及び厚さを有し、ベアリング支持構造体がテーバ付きロータのボアの中に延びるとき、その長さに沿ってより小さい直径及び厚さまで更に減少させる。

【0016】内部に位置決めされたベアリング用のベアリング支持体をすべて、ポンプのヘッドプレートに通常の仕方で固定しても良いし、変形例として、そして好ましくは、ポンプ本体に互いに独立に固定しても良い。

【0017】本発明を図示し、そしてどのように本発明を実施すれば良いかを示すために、今、例示のみの仕方で概略的に添付図面を参照する。

【0018】

【発明の実施の形態】図面を参照すれば、図1は、頂本体部分3及び下本体部分4を有する本体2を含む本発明の真空ポンプを示す。

【0019】本体2は、図2に全体的に示すような内「8の数字」形キャビティを形成するように中央で接続された2つの内ボア5、6を構成する。ボア及びキャビティの横断面はポンプ出口からポンプ入口へ方向に徐々にテーバし、減少する。各キャビティはポンプ入口に最も近い端でシールされる。

【0020】シャフト10、11に取付けられた2つのローター8、9がそれぞれ、内ボア5、6内に位置決めされる。シャフト/ローターは、シャフト10を駆動するモーター(図示せず)によって、且つシャフト11をギヤ(図示せず)によってシャフト10に連結することによってシャフト/ローターの主軸線を中心に回転するようになり、その結果、シャフトは反対方向であるけれども同じ回転速度で回転する。

【0021】ローター8、9は全体的に円筒形のものであり、ロータの外面にそれぞれ、キャビティ7の中心で互いに噛み合う連続螺旋羽根又はスクリーねじ山12、13を有する。

【0022】ポンプ入口14が頂部分3に形成され、ポンプ出口15が下部分4よりも上にあり且つほぼ半径方

向に本体2を貫通して延びる。

【0023】特に図3を参照すれば、各ローター8、9はそれぞれ、直径 D_1 がポンプ入口からポンプ出口へ方向に徐々に増大する谷部分16、17と、直径 D_2 がポンプ入口からポンプ出口へ方向に徐々に減少するねじ山部分12、13とを有する。

【0024】ポンプの使用時、上述したようなシャフト10、11の回転は、ボア5、6内に取付けられたロータの回転を引き起こし、シャフト/ロータの位置決めは、ねじ山12、13が、すべて、一般に真空ポンプについてそれ自体既知な仕方で、ねじ山の間の及びボア5、6の側との厳密な公差で噛み合う位置決めである。

【0025】ポンピングされる流体は入口14を通り、回転ロータによってロータの長さ及び下部分4より上のロータのベースの空間(図示せず)にポンピングされて(且つ圧縮されて)、出口15によりポンプから出る。

【0026】シャフト10、11はそれぞれ、2組のベアリング18、19及び20、21間で適所に保持される。本発明のポンプにおけるテーバ付きロータの使用及びロータ8、9のテーバ付きボアの存在により、各組のベアリング用のベアリング支持体22、23をボア内に存在させ、ポンプ出口15により近いシャフト10、11の端部でより大きな直径及び厚さを有するようにさせる。

【0027】これは、特にシャフトのより危険な端、即ちモーター/ギヤの最も近くの領域のシャフトを剛性化する観点から、より大きな直径と厚さのベアリング支持体を前記端に有すること、及びベアリングに関連したオイル又は潤滑剤が、ポンプの使用時、半導体加工部に最も近いポンプ入口領域から漏れたり、そこを汚染したりしないように、すべてのベアリングをロータのシールされたキャビティ内に有することの2つの利益を与える。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明による真空ポンプの図式的な横断面図である。

【図2】 ポンプのボアの形状だけを示す、図1の線II-IIにおける図1の真空ポンプの図式的な横断面図である。

【図3】 図1のポンプのスクリーポンプローターの図式的な図である。

【符号の説明】

2	本体
8	ロータ
9	ロータ
10	シャフト
11	シャフト
14	入口
15	出口
18	ベアリング
19	ベアリング

(4)

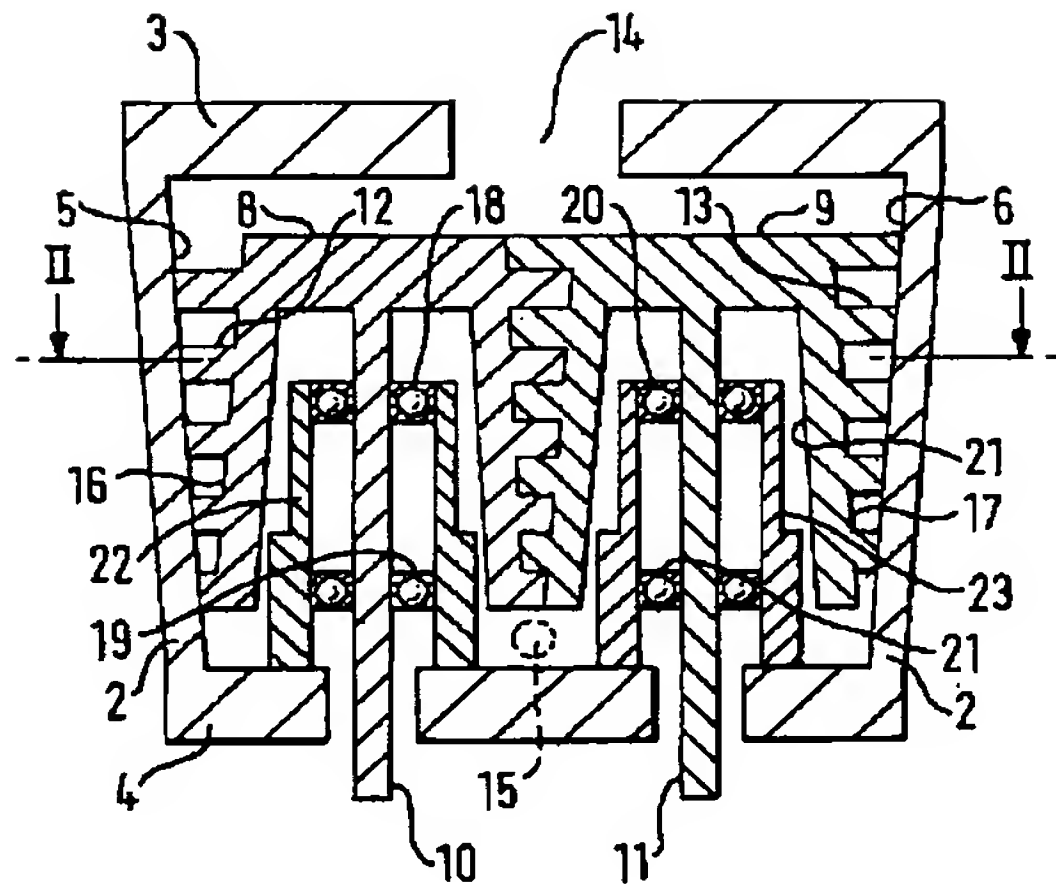
特開2000-73976

6

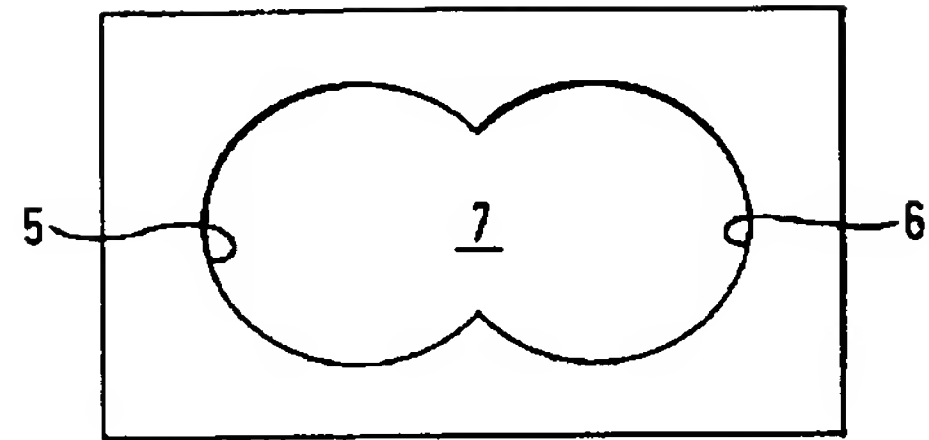
20 ベ어링
21 ベ어링

* D_1 谷径
* D_2 ねじ山径

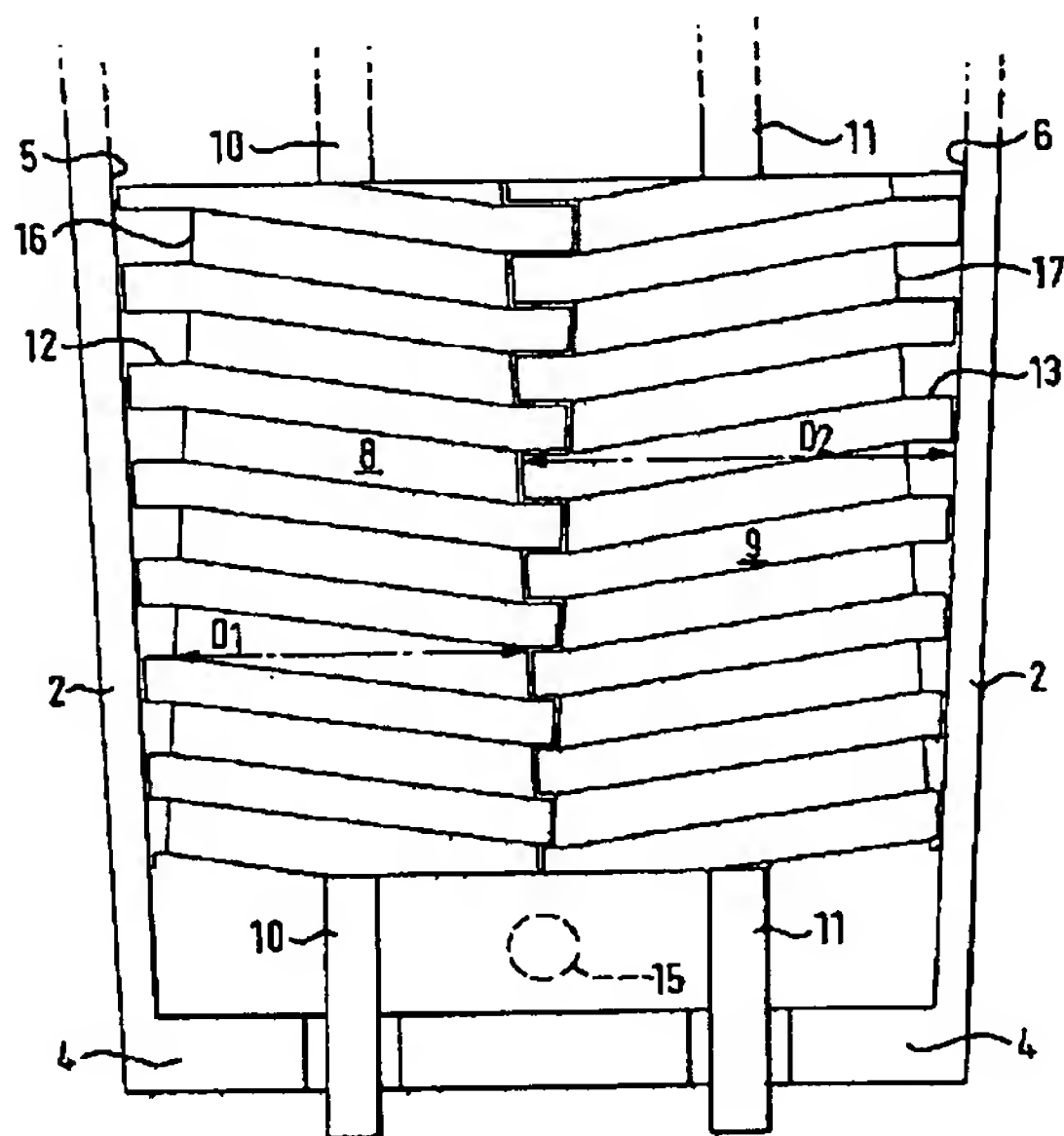
【図1】



【図2】



【図3】



フロントページの続き

(72)発明者 マイケル ヘンリー ノース
 イギリス サリー アールエイチ2 7デ
 ィーエイ ライゲート ブラックボロー
 ロード 115

【外国語明細書】

IMPROVEMENTS IN VACUUM PUMPS

This invention relates to oil free (dry) vacuum pumps and, more particularly to such pumps having a screw rotor mechanism.

A screw pump comprising two externally threaded or vaned rotors mounted in a pump body and adapted for counter-rotation in the body with intermeshing of the rotor threads is well known. Close tolerances between the rotor threads at the points of intermeshing and with the internal surfaces of the pump body causes volumes of gas being pumped between an inlet and an outlet to be trapped between the threads of the rotors and the internal surface of the pump body and thereby urged through the pump as the rotors rotate.

Such screw pumps are potentially attractive because they can be manufactured with few working components and they have an ability to pump from a high vacuum environment at the pump inlet down to atmospheric pressure at the pump outlet.

Screw pumps are generally designed with each screw rotor being of cylindrical form overall, with the screw thread tip cross section being substantially constant along the length of the rotor. This has a disadvantage in vacuum pumps in particular that no volumetric compression is generated in use of the pump along the length of the rotor, thereby detrimentally affecting the pump's power consumption.

Screw vacuum pumps are commonly used in the semiconductor industry and, as such, need to be capable of maintaining a clean environment associated with semiconductor device processing, especially in that area of the pump - the pump inlet - closest to the semiconductor processing chamber to which the pump is attached.

A disadvantage associated with screw pumps in general is that the relatively long screw rotor length of vacuum pumps is that they need to have their rotor shafts held in bearing at each end of the shaft, ie including the end associated with the pump inlet. As such, the lubricants necessarily associated with these bearings may tend to leak upstream of the gas flow through the pump and thereby contaminate the semiconductor chamber to which it is attached.

The invention is concerned with overcoming such disadvantages and to provide a screw pump with improved power consumption coupled with improved lubricant containment.

In accordance with the invention, there is provided a vacuum pump incorporating a screw mechanism section and comprising two externally threaded rotors mounted on respective shafts in a pump body and adapted for counter-rotation in a first chamber within the pump body with intermeshing of the rotor threads and with close tolerances between the threads and the internal chamber surfaces in order to pump gas from a pump inlet to a pump outlet by action of the rotors, wherein the root diameter of each rotor increases and the thread diameter of each rotor decreases in a direction from pump inlet to pump outlet, and wherein the rotors are positioned in the pump body by means of shaft bearings inside cavities in the rotors and sealed at the ends closest to the pump inlet.

Pumps of the invention provide the advantage that a volumetric compression is generated along the length of the screw mechanism (from chamber inlet to outlet) without the need to use end ports which are commonly used in air compressors. The purpose of such volumetric compression is to minimise the size of the exhaust stage of the screw section, thereby keeping the power consumption to a minimum whilst maintaining a good inlet size so as to allow faster evacuation of the chamber being pumped and faster inlet speeds of the gas being pumped. It also makes it easier for powders and other debris to be pumped without clogging the mechanism.

In addition, the presence of bearings inside the rotors - the bores being typically half the length of the rotor - allows the inlet end of the tapered rotors to be machined to a greater depth (smaller diameter) than normal bearings would permit.

As such, the conjugate thread on the opposite rotor can therefore have a correspondingly larger diameter, all of which allow the pump inlet volume to be maximised.

In order for the pump to possess an increasing root diameter and a decreasing thread diameter in the screw section, the respective cavities or bores within the pump body - whose surfaces form the pump stator and which in cross sections can be represented by a "figure of eight" configuration (see later) - will taper from the inlet to the outlet.

However it is clear that a decreasing thread diameter and an increasing root diameter causes the nominally annular spaces defined between successive threads of each rotor through which the gas being pumped passes in turn during operation of the pump to decrease from pump inlet to pump outlet. As such, gas passing through the pump will increasingly be compressed.

In addition, the external taper caused by the increasing root diameter of the rotors (from pump inlet to pump outlet) generally allows the cavities inside the rotors to be correspondingly tapered. In preferred embodiments, the invention allows, by virtue of the internal taper, for a sufficiently rigid bearing support structure to be present in the internal cavity. Such a bearing support can be made sufficiently rigid to resist bending stresses at the pump inlet end of the rotor/shaft arrangement.

In addition, the tapered rotor allows the bearing support structure to have a greater diameter and thickness at its driven end (the pump outlet end), reducing to a smaller diameter and thickness further along its length as it extends in to the bore in the tapered rotor.

The bearing supports for the internally positioned bearings may all be fixed to a head plate of the pump in the normal manner or, alternatively and preferably, may be fixed to the pump body independently of each other.

To illustrate the invention, and to show how it may be put in to effect, reference will now be made, by way of exemplification only, to the accompanying drawings in which:

Figure 1 is a schematic cross-sectional view through a vacuum pump according to the invention;

Figure 2 is a schematic cross-sectional view of the vacuum pump of Figure 1 along the line II-II of Figure 1 and showing only the shape of the bores of the pump;

Figure 3 is a schematic view of the screw pump rotors of the pump of Figure 1.

With reference to the drawings, Figure 1 shows a vacuum pump of the invention comprising a body 2 also having a top body portion 3 and a lower body portion 4.

The body 2 defines two internal bores 5, 6 which are linked at the centre to form an internal "figure of eight" shaped cavity 7 as shown generally in Figure 2. The cross-section of the bores and the cavity taper and decrease gradually in a direction from pump outlet to pump inlet. Each cavity is sealed at its end closest to the pump inlet.

Positioned in the internal bores 5, 6 are two rotors 8, 9 respectively which are attached to shafts 10, 11 respectively. The shafts/rotors are adapted for rotation about their main axes by means of a motor (not shown) driving the shaft 10 and by means of the shaft 11 being connected to the shaft 10 by gears (not shown) such that the shafts rotate in opposite direction but at the same speed of rotation.

The rotors 8, 9 are of generally cylindrical shape and have on their outer surface a continuous helical vane or screw thread 12, 13 respectively which intermesh with each other at the centre of the cavity 7.

A pump inlet 14 is formed in the top portion 3 and a pump outlet 15 is present above the lower portion 4 and extending through the body 2 in a generally radial direction.

With particular reference to Figure 3, each rotor 10, 11 comprises a root portion 16, 17 respectively, the root diameter D_1 of which increases gradually in a direction from the pump inlet to the pump outlet and a thread portion 12, 13 respectively, the thread diameter D_2 of which decreases gradually again in the direction from the pump inlet to the pump outlet.

In use of the pump, rotation of the shafts 10, 11 as described above causes rotation of the attached rotors within the bores 5, 6 and the positioning of the shafts/rotors is such that the threads 12, 13 intermesh with close tolerances therebetween and with the sides of the bores 5, 6, all in a manner known per se in respect of vacuum pumps in general.

Fluid to be pumped will pass through the Inlet 14 and will be pumped (and compressed) by the rotating rotors down the length of the rotors and in to the space at the base (as shown) of the rotors above the lower portion 4, exiting from the pump by the outlet 15.

The shafts 10, 12 are held in position between two sets of bearings 18, 19 and 20, 21 respectively. The use in pump of the invention of a tapered rotors and the presence of a corresponding tapered bore 20, 21 in the rotors 10, 11 respectively allows for bearing supports 22, 23 for each set of bearings to be present in the bores and to have a greater diameter and thickness at the end of the shafts 10, 11 nearer the pump outlet 15.

This provides the dual benefit of having the greater diameter and thickness bearing supports at the more critical end of the shafts, ie closest to the motor/gears, in terms in particular of rigidifying the shafts in that area, and of having all the bearings in the sealed cavities in the rotors such that no oil or lubricant associated with the bearings can escape and contaminate the pump inlet area which, in use of the pump, is closest to the semiconductor processing.

CLAIMS

1. A vacuum pump incorporating a screw mechanism section and comprising two externally threaded rotors mounted on respective shafts in a pump body and adapted for counter-rotation in a first chamber within the pump body with intermeshing of the rotor threads and with close tolerances between the threads and the internal chamber surfaces in order to pump gas from a pump inlet to a pump outlet by action of the rotors, wherein the root diameter of each rotor increases and the thread diameter of each rotor decreases in a direction from pump inlet to pump outlet, and wherein the rotors are positioned in the pump body by means of shaft bearings inside cavities in the rotors and sealed at the ends closest to the pump inlet.
2. A vacuum pump according to Claim 1 in which the shaft bearings are fixed to a head plate of the pump.
3. A vacuum pump according to Claim 1 in which the shaft bearings are fixed to the pump body independently of each other.

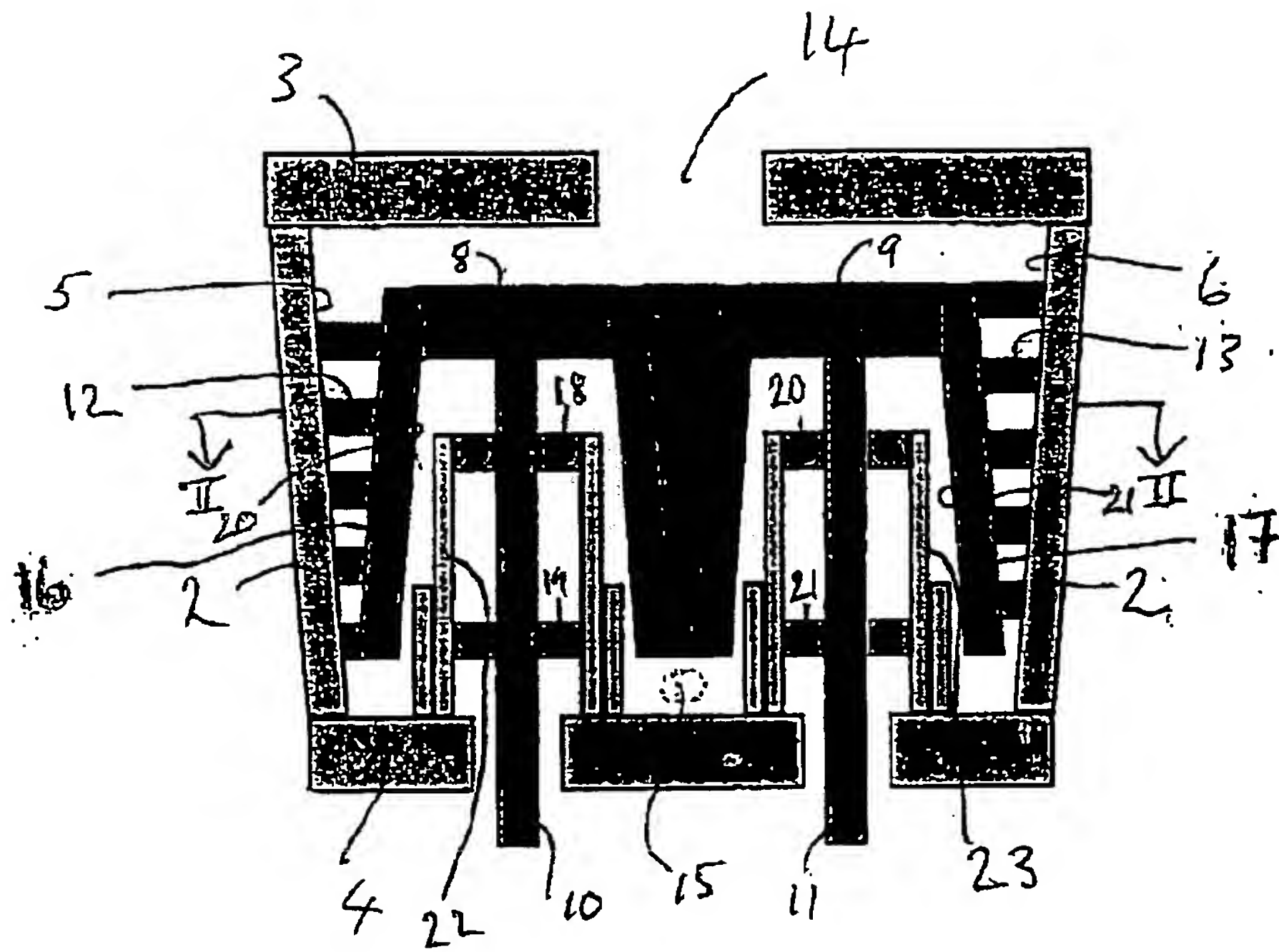


Figure 1

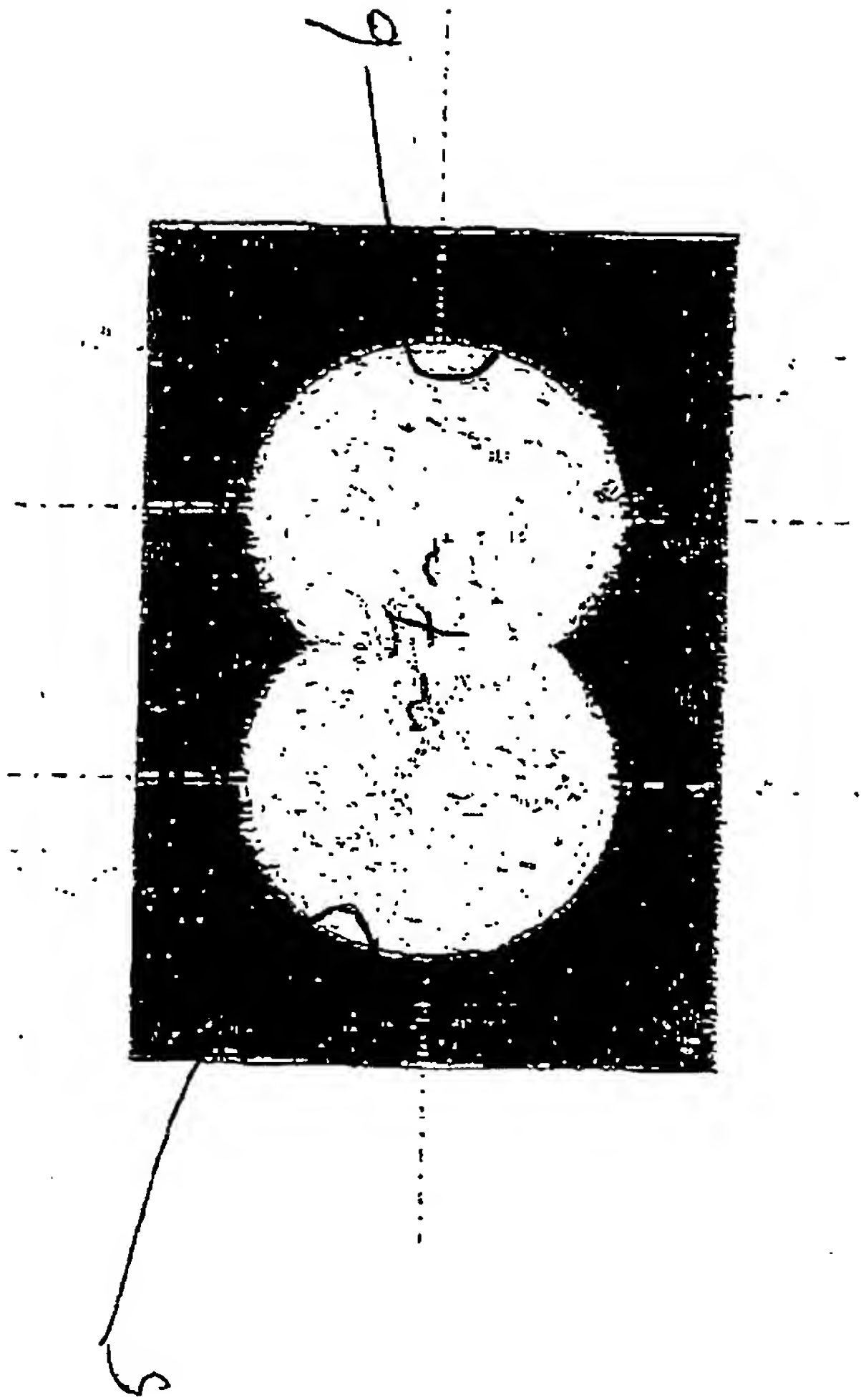
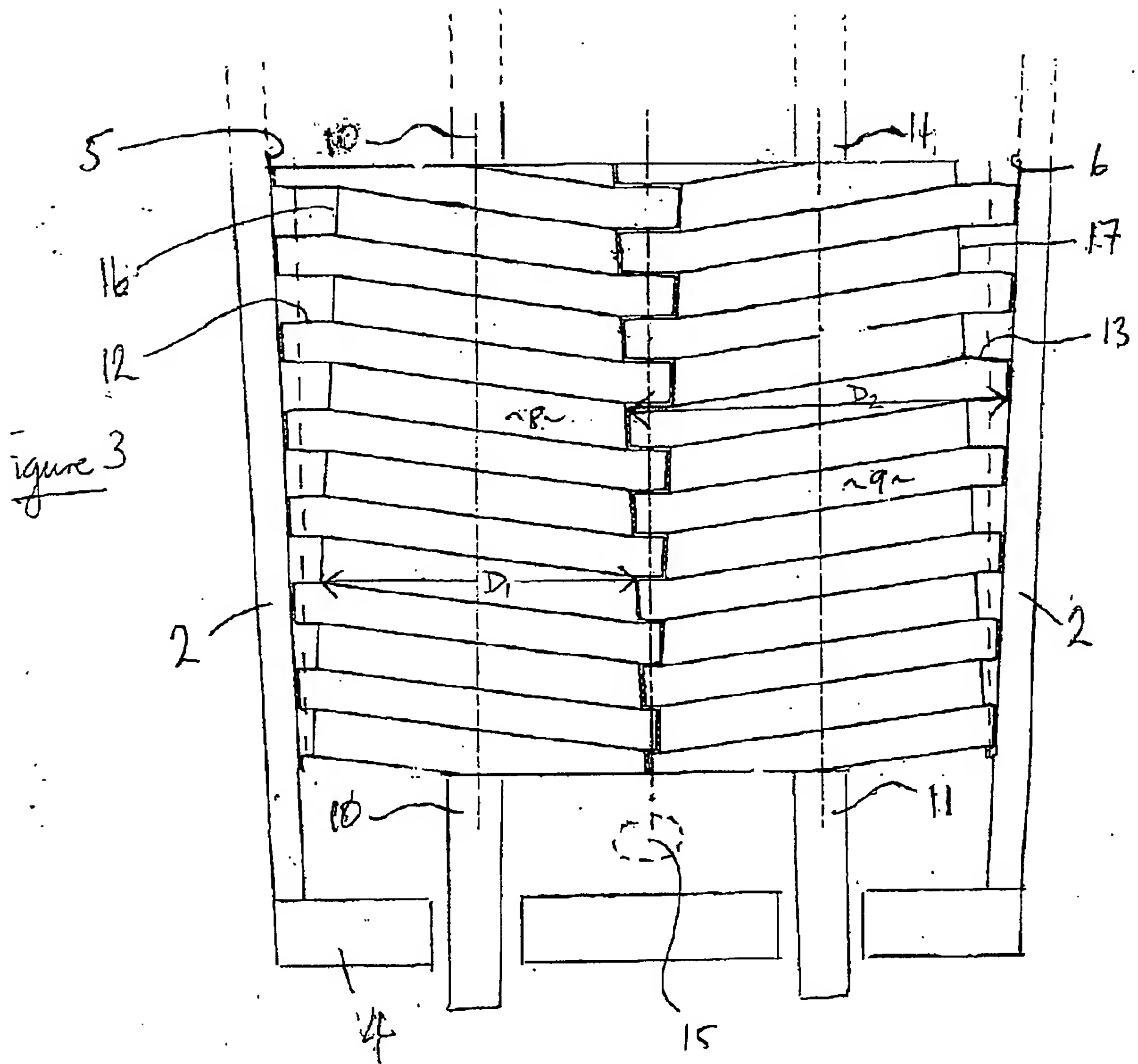


FIGURE 2



ABSTRACT
IMPROVEMENTS IN VACUUM PUMPS

A vacuum pump incorporating a screw mechanism section and comprising two externally threaded rotors mounted on respective shafts in a pump body and adapted for counter-rotation in a first chamber within the pump body with intermeshing of the rotor threads and with close tolerances between the threads and the internal chamber surfaces in order to pump gas from a pump inlet to a pump outlet by action of the rotors, wherein the root diameter of each rotor increases and the thread diameter of each rotor decreases in a direction from pump inlet to pump outlet, and wherein the rotors are positioned in the pump body by means of shaft bearings inside cavities in the rotors and sealed at the ends closest to the pump inlet.

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☒ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.